

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公表

⑫ 公表特許公報(A)

平3-501638

⑬ 公表 平成3年(1991)4月11日

⑭ Int.Cl.³
F 02 B 53/00識別記号 庁内整理番号
H 7114-3G審査請求 未請求
予備審査請求 未請求 部門(区分) 5(1)

(全 11 頁)

⑯ 発明の名称 ロータリーピストンエンジン

⑰ 特 願 平1-509514

⑱ 出 願 平1(1989)8月29日

⑲ 翻訳文提出日 平2(1990)4月27日

⑳ 国 際 出 願 PCT/KR89/00012

㉑ 国際公開番号 WO90/02259

㉒ 国際公開日 平2(1990)3月8日

優先権主張 ㉓ 1988年8月29日 ㉔ 韓国(KR) ㉕ 88-10956

⑳ 発 明 者 梁 基 鉉 大韓民国京畿道軍浦市山本2洞住公アパート148棟202号

㉑ 出 願 人 梁 基 鉉 大韓民国京畿道軍浦市山本2洞住公アパート148棟202号

㉒ 代 理 人 弁理士 成瀬 勝夫 外3名

㉓ 指 定 国 AT(広域特許), AU, BE(広域特許), CH(広域特許), DE(広域特許), FR(広域特許), GB(広域特許), HU, IT(広域特許), JP, LU(広域特許), NL(広域特許), SE(広域特許), US

請 求 の 範 囲

(1) 本体をなす圧縮室及び膨張室と分離可能な燃焼室に弁なしに空気の混入及び圧縮、燃料の噴射及び燃焼ガスの膨張及び排気の過程が高速運転においても遂行されるように、2個の円筒が部分的に重ねられた形状の圧縮室とこれと形は似ているが規模がもっと大きい膨張室が互いに並んで近接して配列され本体をなしており、その両端がタイミングギアボックス(40)を有する1つのエンドプレートと端面が長めの圧縮空気通路(15)及び燃焼ガス通路(25)が形成されたもう1つのエンドプレート(51)で密閉されており;

これら圧縮室及び膨張室に、それぞれ空気入口(16)と燃焼ガス排気口(26)がタイミングギアボックス(40)に近くにそして2つの円筒がいくらか重ねることによって形成されたコーナーに沿って対称的に配列されており、各円筒の中央にシリンダの如く形成されたハブ(13)(23)が備えられており、慣性モーメントが完全につりあいとれているスクリュウ形態の1対の雌雄ローター等がハブに支持され、回転運動が可能に設けられており;

膨張室に、その両端中においてタイミングギアボックス側エンドプレートと接する面に排気口の反対側に2つの円筒を連結する径からなる圧力バランス通路(29)があり、円盤状の過膨張防止壁(55)がタイミングギアボックスのエンドプレートと雌ローターの間に挿入されて

おり;

この過膨張防止壁(55)のローター側の面に径からなるガスフィードバック通路(57)と又この通路とは反対側にピニオン(56)と噛合うギアがそれぞれ部分的に形成されており;

すべての雄ローター(12)(22)に2個の突出部が形成されており、すべての雌ローター(11)(21)に3個の突出部が形成されており、雌ローターが2回転する間雄ローターは3回転するようにすべてのローター等がタイミングギア(41)によって互いに連結されており、各雌ローターの一方だけが丸く平たい丸板には比較的小さい3個の孔(14: 圧縮空気出口(24: 燃焼ガス入口)が形成されており;

ローターが支持されるハブ等(13)(23)に作業油体が漏れるのを防ぐためのスプリングを有するシール(52)が装置されており;

燃焼ガス通路(25)に燃焼室から膨張室に流出される燃焼ガスを制御する流動制御ゲート(35)が装置されており;

又燃焼室(31)が容易に分離され得るようにエンドプレート(51)に固着されており;

圧縮空気通路(15)(15')及び燃焼ガス通路(25)(25')によって圧縮室と膨張室とに通じており、この燃焼室に少なくとも1つ以上の燃料噴射(33)及びスパークプラグ(32)が備えられている圧縮点火エンジンを構成することに特徴のあるロータリーピストンエンジン。

[2] 燃焼室の代わりに熱交換器を設け、もう一つの熱交換器を排気口(26)に備えて(又は備えていない)スターリングエンジン(Stirling Engine)の如く外燃機関で作動できるようにすることを特徴とする請求項1記載のロータリーピストンエンジン。

[3] 圧縮室に少なくとも1つ以上の燃料噴射ノズルが備えられており、このノズルによって空気が圧縮されている圧縮室に燃料が噴射され、次の燃焼室で電気スパークによって点火、燃焼されるようにして点火エンジンで作動するようにすることを特徴とする請求項1記載のロータリーピストンエンジン。

[4] 圧縮室及び燃焼室が除去され、専ら一つの作業室(即ち、膨張室)だけで構成され、圧力を存するガスが、ローターが回転するに応じて、雌ローター1回転に対して3回たつた今生じたポケットに開くようになるガス通路(25)を通じて断続的に作業室(即ち、膨張室)に流れ込んで1つのポケットが二つに分離されることに代り、関係なく圧力バランス通路(29)によって定められた圧力に十分膨張するまでローターを回転させながら(動力を生産する)漸進的に膨張し、次の排気口を通じて大気に連続的に排気される動力発生装置に、又は、ガス(又は空気)がローターが逆に回転するに応じて入口(即ち、排気口26)を通じて連続的に作業室に流入され、逆流なく漸進的に定められた圧力に圧縮され、雌ローターが1回転する毎に3回ずつポケットに開けられるようになるガス通路(25)を通じて排出される；且つ過膨張防止盤

(55)及び流動制御ゲート(34)がそれぞれ圧縮されるガスの量(即ち混入されるガスの量)と圧縮されたガスの排出時期を調節して排出されるガスの圧力を制御できるガス圧縮装置で作動できることを特徴とする請求項第1項記載の動力発生ないしガス圧縮装置。

明 細 書 発 明 の 名 称 ロータリーピストンエンジン

技 術 分 野

本発明は熱機関に関する、特に本発明は弁のない簡単な構造の圧縮点火型ロータリーエンジンに関する。

本発明の目的は高速運転においても圧縮点火で定積燃焼(燃焼過程中に体積一定)が満足されるロータリーエンジンを提供することにある。

本発明の又1つの目的は圧縮及び膨張過程において作業流体の体積変化が常に漸進的なロータリーエンジンを提供することにある。

本発明の又1つの目的は作業流体の気密維持が容易なロータリーエンジンを提供することにある。

本発明の又1つの目的は排気騒音のないエンジンを提供することにある。排気騒音がなくなればその代わりにエンジンの熱効率がいくらか更に高くなる。

背 景 技 術

ワンケルロータリーエンジンが発明されて以来、ロータリ、ポンプにおけるように、2個のローターが互いに噛み合って回転される形態のロータリーエンジン等、例えばB. MartinのMulti-Stage Engine(US Pat. No A32 14907, Nov. 2, 1965)、又K. D. SauderのRotary Internal Combustion Engine(US Pat. No. B3724427, Apr.

3, 1973)が発明されている。これらの発明等は全てロータリー突出部の間の凹部によって形成された密閉空間の体積がローターの回転によって変化するのを利用したものである。

内燃機関において、この体積変化は漸進的に行わなければならない。言い替えば一つの密閉空間は漸次に減少されるか大きくなるかしなければならないし、単位圧縮過程又は膨張過程を完了する前に又他の密閉空間を達して一瞬間に一度に大きくなってはならない。このような場合には、圧縮過程では圧縮空気(1種の動力)の逆流(動力損失)が生じ、膨張過程においては、圧力のある燃焼ガスが膨張を十分しないで排気されるか与えられた空間一瞬間に一度に膨張する非可逆的膨張(エントロピー増加、動力損失)が惹起される。

前で記述したエンジン等はいずれも漸進的な体積変化を満足しなかった。従ってその発明等は、1つの膨張室だけでは燃焼ガスを十分に(1気圧に)膨張させることができないので多数の膨張室が要求されエンジンの構造が複雑になり、又エンジンの規模が大きくなる短所が生ずるようになる。又一方、これらエンジン等はローターの熱膨張に対比してローターとローターの間にいくらかの隙間(clearance)が要求され、これが作業流体の気密維持に致命的な欠点となった。熱力学的に、適正燃焼エンジンの熱効率は定圧燃焼エンジンの熱効率より、同じ圧縮比及び同じ冷却損失においてもっと高い。例を挙げればオット(otto)サイクルの熱効率は同じ圧縮比におい

て作動するディーゼルサイクルの熱効率よりもっと高い。しかしながらオットサイクル炎点火(spark-ignition)エンジンにおいてはその圧縮比が、空燃比が同じ空気/燃料混合ガスの事前点火を防ぐために又燃焼ノックを防ぐために、或る値以下に限定される。従って、エンジンの熱効率も事実上或る値以下に限定される。このような問題は圧縮点火ディーゼルエンジンによっていくらか解決される。そしてその圧縮比がオットエンジンのそれよりもっと高く、結果的に熱効率も又もっと高い。しかしながら燃料を噴射するディーゼルエンジンはその燃焼速度が遅いために低い回転速度で作動されなければならないので高出力を出すことができない。又定圧燃焼であるため圧縮比が高いのに比べて熱効率がそれほど高くない。

かかる問題は燃料噴射型に適正燃焼が満足され、また定圧排気も満足されるKl. W. YangのRotary Engine (US Pat. No. 4813388, Mar. 21, 1989)によって解決される。しかしながらこのエンジンは燃焼室の構造が複雑で、また燃焼ガスが膨張室に進入するとき、膨張室に小さくはあるが、いくらかのスペースが存在するので燃焼ガスが動力を生産することなく瞬間的に一度に膨張する非可逆的な膨張が誘発されるまた他の問題を随伴している。

発 明 の 開 示

本発明は前で記述したすべての問題等を解消できるように作動流体の圧縮及び膨張が慣性モーメントが完全に

つり合ったローターによってピストンエンジンの如く漸進的に進行された燃焼室が簡単な構造であり、圧縮室および膨張室と分離されるし、燃焼が進行される間は弁がなく密閉され、燃料が燃焼ガスによって高温に加熱された圧縮空気に噴射されるし、また作業流体の気密が容易に維持されるように構成したものである。

本発明は大体、本体をなす圧縮室および膨張室とこれらとは分離可能な燃焼室から構成される。圧縮室では空気の吸入および圧縮、燃焼室では燃料の噴射および燃焼、そして膨張室では燃焼ガスの膨張および排気の過程が弁なしに遂行される。本発明で、圧縮室と膨張室はすべて2個の円筒がいくらか重ねられた形態になっており、各円筒の中央にあたかもシリンダの如くなったハブ(13)(23)が存在する。これらの圧縮室と膨張室とは互いに又近くに配置されている。これらは互いにその形状が同じであるが膨張室が圧縮室よりは更に大きい。これらにそれぞれ1対のローターが前で言及したハブを軸にして円運動が可能に設けられている。これらの圧縮室及び膨張室は前で言及した燃焼室(31)でガス通路によって連結されている。

ローター等はすべてスクリュウ形態である。各対中に1つは3個の突出部があり、残りは2個の突出部がある。すべてのローター等はその中央が殆ど空いている。この空いている部分に前で言及したハブが挿み込まれローターを支持するようになっていて、便宜上今後は3個の突出部を有するローター等は雄ローター、そして2個の突

出部を有するローター等は雌ローターと称する。又その機能に応じて圧縮室のローター等は圧縮ローター、そして膨張室のローター等は動力を生産するので動力ローターと称することもできる。例えば3個の突出部のある膨張室のローターは動力雌ローターと称する。

各雌ローターは丸く平たな丸板を有する。この丸板には3個の孔がある。今後は圧縮雌ローター(11)の孔(13)は圧縮空気出口、そして、動力ローター(21)の孔(24)は燃焼ガス入口と称する。ローター等は各雌ローターが2回転する間に各雄ローターが3回転するようにタイミングギアによってすべて連結されている。ローターの突出部の間に形成された凹部空間(以下ポケットと称する)はローターが回転するに応じて密閉状態を維持しながら漸進的に大きくもなるし、又小さくもなる。そして、圧縮室では空気が逆流することなく連続的に圧縮され、膨張室では燃焼ガスがいつも漸進的に膨張するようになる。

ローターが支持されるハブにはスプリングを有するシール(Seal)(52)がローターの熱膨張を吸水するように設置されている。これは作業流体の気密維持に大きく寄与する。圧縮室と膨張室の両端はタイミングギアボックス(40)を兼ねている一つのエンドプレートとハブとが固着される又1つのエンドプレート(51)で密閉される。

圧縮室と膨張室にはそれぞれ空気入口(16)と燃焼ガス排気口(26)がタイミングギアボックス(40)を兼ねるエンドプレートに近くそして2つの円筒が並んで部分

的に重ねられることにより形成されたコーナーに沿って対称的に位置する。本発明の作動中には空気入口に大気が、又排気口に排気ガスが、連続的に一様に(Steady Flow)吸入され排出される。

ハブが固着されるエンドプレートには圧縮空気通路(15)及び燃焼ガス通路(26)が形成されている。これらの通路等はすべて長めの形態である。特にこの燃焼ガス通路には膨張室に流入される燃料ガス量を制御するための流動制御ゲート(Flow Control Gate)(34)が設置されている。このゲートは前後に動きながら、燃焼ガス通路をもう少し開きもし更に閉じることとする。圧縮空気通路(15)と燃焼ガス通路(25)はローターが回転するに応じて周期的に前で記述した圧縮空気出口および燃焼ガス入口を通じてそれぞれ圧縮ポケット及び膨張ポケットに連結される。言い替えば、圧縮空気出口(14)及び燃焼ガス入口(24)が回転しながらそれぞれ圧縮空気通路及び燃焼ガス通路と一瞬間通じるようになるが、この際、これら通路等はそれぞれのポケットに開くようになる。

ローター等が支持されるハブ等はすべてエンドプレートにそのフランジをボルト締付によって固着される。このハブ等のうち圧縮雌ローターに対応するハブ(13)のフランジには圧縮空気通路から延長された通路(15')があり、動力雌ローターに対応するハブ(33)のフランジには燃焼ガス通路から延長された通路(25')がある。これらの通路等があるハブフランジに簡単な構造の燃焼器

(30) が付与される。そして圧縮空気が圧縮室から燃焼室に流入し、又燃焼ガスが燃焼室から膨張室に流出することが可能である。

このように構成された本発明ではあたかもピストン往復エンジンにおいて、空気が漸進的に逆流することなく、圧縮され燃焼ガスが漸進的に膨張するように、ピストンの如く作動するローターによって空気の圧縮及び燃焼ガスの膨張が漸進的に起る。但し、圧縮過程初期に圧縮された空気の逆流が少し発生する。

2つの円筒が並んで部分的に重ねられれば2つのコーナーが生ずる。圧縮室において(やはり膨張室においても)2つの円筒の部分的な重なるによる2つのコーナー等はすべてエンドプレート等と会うようになる。圧縮室でこれらのコーナー等とタイミングギアボックス(40)を兼ねるエンドプレートが互いに会う2つの支点中で空気入口(16)反対側に位置する支点(53:第9図参照)は今後圧縮開始点と称する。圧縮室においては連続的に圧縮ポケットが空気入口で生じてローターの回転に応じて漸次成長しながら大気を吸入するようになる。次に、雄ローター側の圧縮ポケット(18)が圧縮開始点(53)に到着するようになれば、圧縮雌ローターの突出部がこの圧縮ポケットを侵入するようになり(圧縮ポケットが小さくなる)この圧縮ポケットの空気は圧縮され始める。次に、ローターがもう少しもっと回転するようになれば圧縮雌ローターの突出部が圧縮開始点を外れるようになる。この際、いくらか圧縮された空気を有する雄ローター

の圧縮ポケット(18)と全く圧縮されない空気を有する雌ローターの圧縮ポケット(17)とが互いに会うようになるので、それらの圧力差に応じて雄ローター圧縮ポケットの空気が雌ローターの圧縮ポケットに瞬間的に少し逆流するようになる。

一般的に、圧縮過程で圧縮空気の逆流が発生すれば膨張すれば膨張を伴うようになる。この膨張は動力を生産しないので、作業流体のエントロピーが増加する。圧縮過程においても膨張過程でエントロピーが増加すればそれだけ熱効率が低下される。

本発明で空気が雄ローターの圧縮ポケットから雌ローターの圧縮ポケットに逆流するときは1単位圧縮過程の初期である。更に本発明のローターはスクリュウ形態であるので、雄ローターの圧縮ポケットが雌ローターの突出部によってその領域を侵されたあと雌ローターの圧縮ポケットと通じるようになるまで雄ローター圧縮ポケットの空気はそれほど圧縮されない。即ち2つのポケット等の圧力差は微小である。従って、空気は少し逆流するようになり、エントロピー増加は無視できる程である。故にこの逆流は熱効率に殆ど影響を及ぼさない。

次に、2つのポケットが互いに会ったあと、ローターがもう少し回転すれば、雄ローターの突出部が反対に雌ローターの圧縮ポケット(17)を侵入するようになり、従ってこのポケットの空気は漸進的に圧縮される；以後にはこの圧縮過程が終わるまで圧縮空気の逆流は再び発生しない。一圧縮過程が殆ど完了すれば圧縮空気出口

(14)が圧縮空気通路(15)に連結され、圧縮空気を有する圧縮ポケットが漸次減少(結局出口が通路に連結されている間に消滅する)するに従って、圧縮空気は圧縮空気通路を通じて燃焼室に放出される。

若し本発明の圧縮過程において圧縮空気の逆流が1単位圧縮過程の初期でなく後期に発生するとすれば、本発明は前記で記述したK. D. SauderのRotary Internal Combustion Engineの如きエンジンとなるであろう。Sauderのエンジンではローター等の形状がすべて同じである。故にローターの突出部によって形成された1つの凹部空間が圧縮過程中に相対する又一つの凹部空間と合わされ、この合わされた凹部空間が又再び一圧縮過程が完了される前に追い付いてくるもう一つの凹部空間と合わされようとする過程が引き続き繰り返される。そして圧縮空気がこの凹部空間において低凹部空間に引き続き逆流するようになり結果的にはエンジンの熱効率が大きく低下される。

本発明の圧縮室において、圧縮空気出口が圧縮空気通路に連結されている間に圧縮空気を有する圧縮ポケットが漸次に減少され、結局には消滅されるのを想起しよう。

膨張室では反対に燃焼ガス入口(24)が燃焼ガス通路(25)にたった今、連結されるとき、(動力ローターの突出部等によって形成される)膨張ポケットが燃焼ガス入口で生じる。そしてローターが回転するに従ってこの膨張ポケットが密閉状態を維持しながら漸進的に成長し、成長を全うしたあとには排気口に連結されながら漸次減

少されるようになる。このようなことは圧縮室のそれに逆に対応される。便宜上膨張室に圧縮室の圧縮開始点(53)と対応する支点(54)を今後は膨張終了点と称する。

ローターが回転するに従って、燃焼ガス入口(24)が燃焼ガス通路(25)に連結されれば(膨張ポケットが生ずる)燃焼ガスが燃焼室から膨張室に進入するようになる。そしてこの燃焼ガスはローター等を回転させながら膨張するようになる。即ち膨張ポケットが成長し動力が生産される。次にローターがいくらか更に回転して雌ローターの突出部が膨張終了点(54)に到着すれば、膨張ポケットは成長を全うした1つ(27)と未だ成長中であるもう一つ(28)に分離される。このとき若しこれら2つのポケット等が成る通路に連結されていないとすれば、成長を全うした雌ローター膨張ポケットの燃焼ガスはこれ以上膨張しないようになるであろう。本発明ではこのような場合に対して、タイミングギアボックス側のエンドプレートに接する膨張室の断面(Body End Face)に横(29)(以下圧力バランス通路と称する)が穿かれていて、従って、本発明では動力雌ローターの突出部が膨張終了点(53)に到着されても成長を全うした雌ローター膨張ポケット未だ成長中である雌ローター膨張ポケットが圧力バランス通路(29)によって互いに連結されるようになる。しかして本発明の膨張室では燃焼ガスが、あたかもピストンの後退によって作業流体が膨張する如く、動力ローターの回転運動によって漸進的に膨張され

るようになり、従って圧力に対する燃焼ガスのエネルギーはすべて動力に変換される。

次にローターがもう少し回転して膨張ポケットが燃焼ガス排気口に連結されれば、膨張ポケットは漸次に小さくなりながら膨張を全うした燃焼ガスを排出させる。

前で記述した定積燃焼のオートサイクルエンジンと定圧燃焼のディーゼルエンジンにおける問題点を想起しよう。如何なるエンジンも高速運転、高圧縮比、そして定積燃焼を全て満足させることはできない。しかし本発明では高圧縮比で高速運転において定積燃焼が成就される。

本発明の燃焼室にはディーゼルに使用されるのと類似する燃料噴射ノズルとガソリンエンジンに使用されるのと類似するスパークプラグが備えられている。燃焼室においては、圧縮室で高圧に圧縮された空気が圧縮空気通路(15)の開口によって燃焼室に流入されれば、燃料が燃料噴射ノズル(33)を通じてディーゼルエンジンにおけるように霧化状態に噴射される。従って、噴射された燃料は正に自然発火、燃焼される。燃料が燃焼される間には燃焼室が密閉されている。故に燃焼室の圧力が急激に上昇するようになる。燃料の噴射が停止されたあとには膨張ポケットが生じてから燃焼ガス通路(25)が開くようになる。然して燃焼室の高圧の燃焼ガスは膨張室に流れ込みながら膨張するようになる。燃焼ガスの膨張に応じて燃焼室の圧力が漸次低下されて圧力室から燃焼室に進入する圧縮空気の圧力と同じになると、燃焼ガス入口(24)が燃焼ガス通路(25)を外れるようになる。

故に燃焼ガスが膨張室では引き続き膨張するが、燃焼室ではこれ以上膨張することができなくなる。厳密に言えばエンジンの負荷変動によって(即ち燃料の噴射量に応じて)、燃焼ガス通路に装置された流動制御ゲート(34)が作動して(前後に動く)燃焼室の圧力が圧縮室から燃焼室に進入する圧縮空気の圧力以下に落ちるのを防ぐ。故に膨張が停止された燃焼室に残された燃焼ガスの圧力は燃焼室に流入される圧縮空気の圧力と同じであるが、その温度は圧縮空気の温度よりはるかにもっと高い。このような高温の燃焼ガスを有する燃焼室に、圧縮空気が圧縮室から流れ込んで燃焼ガスと混合されてさらに高温に加熱される。故に本発明では空気がディーゼルエンジンにおける如き圧縮比で圧縮されるとしても燃焼室に進入した圧縮空気の温度はディーゼルエンジンにおいて燃料噴射直前の圧縮空気の温度よりもっと高温である。一般的に、温度が高ければ高いほど燃料は更に一層、早く燃焼される。従って、本発明では噴射された燃料がディーゼルエンジンにおけるよりもっと早く自然発火燃焼される。尚更、本発明では燃焼中に燃焼室が完全に密閉されるので燃料が定積に燃焼される。故に本発明では作業流体の温度のみならず圧力までも燃焼が進行される間にディーゼルエンジンにおけるよりも一層高い速に急激に上昇する。このような燃焼は急激に起こるとしても、燃料の噴射に基づいて漸進的に進行される：この燃焼は雌ローターの1回転に対して、3回繰り返される。本発明の定積燃焼はガソリンピストンエンジンにおいて空気

／燃料混合ガスが電気スパーク点火によって1瞬間に一度に燃焼する定積燃焼とは区別される。

簡単に要約すれば、本発明は高圧縮比においてのみならず、高速運転においても定積燃焼で運転することができる。言い替へれば、本発明は熱効率が高く、高出力が可能である。

圧縮空気の流入、燃料の噴射および燃焼、燃焼ガスの流出とローターの回転角との関係を数式で表現すれば次のとおりである。

$$T = A + X + Y + P + Q = 120^\circ \text{一定}$$

$$X + P = \text{一定}$$

$$Y + Q = \text{一定}$$

これらの回転角等は全て雌ローターの回転を基準としたのである：

T = 燃焼室で単位過程が進行される間にローターが回転した角度

A = 圧縮空気が燃焼室に流入される間にローターが回転した角度

X = 燃料が噴射される間にローターが回転した角度

Y = 燃焼ガスが圧縮室から膨張室に流出される間にローターが回転した角度

P = 燃焼室から圧縮空気の流入が終了されたあとと燃料の噴射が開示されるまでローターが回転した角度：P < 0 となることもある。このときは事前噴射となる。Q = 燃焼ガス流出が停止されたあとと、圧縮空気が又更に流入されるまでローターが回転

した角度：Q < 0 となることもある、このときは圧縮空気が流入されたあとに燃焼ガスの流出が停止される。

ここでAは本発明の構造によって定められる常数であり、残りはすべて本発明の負荷に応じて変わる変数である。例えば本発明が次のような状態で運転されると仮定するとき、

運転状態	A	X	Y	P	Q	R
軽負荷	40°	25°	45°	5°	5°	120°
重負荷	40°	40°	55°	-10°	-5°	120°

燃料の噴射／燃焼が軽負荷においては雌ローターが25°回転する間に進行されるし、重負荷においては40°回転する間に進行される。

本発明は燃焼室にスパークプラグ(32)が備えられている。これは大気の温度が低いのでエンジンの始動が困難なときに使用される。大気の温度が非常に低いときは燃料が噴射されながら同時にスパークプラグより電気スパークが発生される。従って、燃料は用意に着火、燃焼される。

ディーゼルエンジンの如き圧縮点火エンジンにおいては燃料の着火遅延が比較的に長いとき燃焼ノックが発生する。一方、空気／燃料混合ガスの温度が高ければ高いほど着火遅延は短くなる。従って、空気／燃料混合ガスの温度が高いため燃料の着火遅延が非常に短くなればノッキングは発生しない。

本発明では、燃料が噴射されたとき、空気／燃料混合

ガスの温度は同じ圧縮比のディーゼルエンジンにおけるよりはるかに一層高い。故に本発明ではノッキングが発生しない。ピストンエンジンにおいてノッキングが発生すると、衝撃圧力波が発生し、これによってシリンダ壁面のガス停止層及び油膜が破壊される。従って、冷却損失が急激に上昇し、ひどいときはエンジンが破壊される。本発明はピストン往復エンジンとは異なり、燃焼室が圧縮室及び膨張室とは分離されている。故に本発明では、ノッキングが発生されるとしても、その影響で圧縮室及び燃焼室のガス停止層及び油膜が破壊されない。

本発明は燃焼ガスが最大負荷において1気圧又は事前
に定められた或る圧力(1気圧以下でありうる)に膨
張するようになってゐる。若しも、本発明の膨張室に過
膨張が防がれる何かの装置が備えられていないとすれば
軽負荷では燃焼ガスが1気圧以下に過膨張されるであら
う。

本発明には膨張室にワッシャー(Washer)の如くなった
円盤(55)が雌ローター(21)とタイミングギアボック
ス(40)側エンドプレートとの間に挿入されている。この
円盤には雌ローター側に長めの樋(57)が形成されてお
り、又この樋とは反対側にギア(Gear)がいくらか形成さ
れている。このギアにはピニオン(Pinion)(56)が啮合
されているのでこのピニオンの回転に応じて円盤(55)
が回転するようになる。今後はこれらの円盤(55)及び
樋(57)をそれぞれ過膨張防止盤及びガスフィードバッ
ク(Feedback)通路と称する。この過膨張防止盤は本発明

の負荷(即ち、燃料噴射量)に応じて(ピニオンの回転
によって)左右に回転して、燃焼ガスが既に規定された
圧力以下に過膨張されることを防止する。即ち、膨張し
ている燃焼ガスを有する雌ローターの膨張ポケット(27)
が、燃焼ガスが事前に定められた圧力(普通1気
圧)で膨張するとき、ガスフィードバック通路(57)
によってガス排気口(26)側に通ずるようになる。従っ
てガスが膨張を全うしたあとには、排気口側のガスが膨
張ポケット内にガスフィードバック通路を通じて流れ込
まれるようになり、定められた圧力以下に過膨張される
のが防止される。このような方法で本発明では井なしに
高速運転においても排気ガスの圧力が1気圧又は1気圧
以下の定められたある圧力で維持される。従って、本発
明では排気騒音が除去され、その代わりに熱効率が高く
なる。

本発明は燃焼室の代わりに熱交換器が備えられれば(排
気口にも又一つの熱交換器が備えられるのが好ましい)
スターリングエンジン(Stirling Engine)の如き外燃機
間にも作動されることが出来る。この場合に、その運
転方法は燃焼過程を除外すれば前で記述したとおりであ
る。

本発明はガソリンピストンエンジンにおけるように空
気/燃料混合ガスを比較的低い圧縮比で圧縮した後、電
気スパークで点火させる点火エンジンによっても作動
され得る。この場合には、燃料が気化器によって供給さ
れるものより圧縮室に連続的に噴射されるのがもっと好

ましい。

本発明はその構造上ピストン往復エンジンより作業流
体の気密維持がより好ましいことはいへないが、ロータ
ーの中心部にシリンダの如くなった固定軸ハブが装置さ
れているので作業流体の気密維持が前で記述したE. Mar
lineのエンジンとR. D. Sauderのエンジンよりはさらに
容易になっている。本発明では構造的にローターのスク
リュー面とローターの中央が空いていない凹部面(ハブ
のない側)はシールを装置するのが可能でないが、その
面はバンケルロータリーエンジンにおけるような方法で
シールを装置するのが可能である。本発明でローターの
ハブのない部位、ローターの突部面と凹部面とが互いに
会う所ではシールが装置されていない。その上、この部
位は相対するローター等の熱膨張に対比していくらかの
隙間がなければならない。従ってここは、作業流体の気
密維持が困難である。しかしここには高圧がかからない
ので作業流体は殆ど漏れない。高圧が作用する所ではロ
ーターの中央にハブがあり、ローターの突部面はすべて
のハブ面を舐れて過ぎるようになっており、又ハブには
スプリングを有するシール(52)が装置されている。従
って、ローター突出部円周面はすべてシール(52)に接
して滑るようになる。本発明ではこのシールが互いに相
対するローターを有する他の如何なるエンジンとは異なり
作業流体が各ポケットから漏れるのを防ぐようになる。

図面の簡単な説明

第1図は本発明の外形図である。

第2図は本発明のローター外形図である。

第3図は本発明の一部を分解した外形図である。

第4図は本発明の側面図である。

第5図は第4図の線分A-Aの断面図(圧縮室縦断面)
である。

第6図は第4図の線分B-B-B-Bの断面図である。

第7図は第4図の線分C-Cの断面図である。

第8図は第4図の線分D-Dの断面図である。

第9図は本発明の圧縮過程を説明するための部分断面図
である。

第10図は本発明の膨張過程を説明するための部分断面
図である。

第11図は本発明の燃焼過程の説明図である。

第12図は第6図の線分E-E-E-Eの部分断面図で
ある。

図面の主要部分に対する符号の説明：

- 10: 空気圧縮部(Air Compression Part)
- 11: 圧縮雌ローター(Compression Female Rotor)
- 12: 圧縮雄ローター(Compression Male Rotor)
- 13: ローター支持ハブ(Rotor-Supported Hub)
- 13': ハブフランジ(Hub Flange)
- 14: 圧縮空気出口(Compressed-Air Outlet)
- 15: 圧縮空気通路(Compressed-Air Passage)
- 15': 圧縮空気通路(Compressed-Air Passage)
- 16: 空気入口(Air Inlet)

17: 圧縮ポケット(Compression Pocket)
 18: 圧縮ポケット(Compression Pocket)
 20: 動力発生部(Power Generation Part)
 21: 動力雌ローター(Power Female Rotor)
 22: 動力雄ローター(Power Male Rotor)
 23: ローター支持ハブ(Rotor-Supported Hub)
 23': ハブフランジ(Hub Flange)
 24: 燃焼ガス入口(Combusted-Gas Inlet)
 25: 燃焼ガス通路(Combusted-Gas Passage)
 25': 燃焼ガス通路(Combusted-Gas Passage)
 26: 排気口(Exhaust-Gas Outlet)
 27: 膨張ポケット(Expansion Pocket)
 28: 膨張ポケット(Expansion Pocket)
 29: 圧力バランス通路(Pressure Balance Passage)
 30: 燃焼器(Combustor)
 31: 燃焼室(Combustion Chamber)
 32: スパークプラグ(Spark Plug)
 33: 燃料噴射ノズル(Fuel Injection Nozzle)
 34: 流動制御ゲート(Flow Control Gate)
 35: ゲートステム(Gate Stem)
 40: タイミングギアボックス(Timing Gear Box)
 41: タイミングギア(Timing Gear)
 42: 軸受(Bearing)
 43: 軸受ソケット(Bearing Socket)
 44: 動力軸(Power Shaft)
 51: エンドプレート(End Plate)

52: シール(Seal)
 52': シール(Seal)
 53: 圧縮開始点(Compression Start Point)
 54: 膨張終了点(Expansion Finish Point)

発明を実施するための最良の形態

添付図面等に示したように本発明には空気圧縮室と燃焼ガス膨張室が並んで位置する。本発明のローターは第2図に図示した如くスクリュウ形態に中央が殆ど空いている。このようなローター等が圧縮室と膨張室にシリンダの如くなったハブ等(13)(23)を軸で円運動が可能に設けられている。圧縮室の雌雄ローター(11)(12)等と膨張室の雌雄ローター(21)(22)などは大きさは異なるが幾何学的に似た形である。すべてのローター等は雌ローターが2回転する間、雄ローターが3回転するようにタイミングギア(41)によって互いに連結されている。

これらのローター等が回転するに従って、圧縮室では空気が空気入口(16)を通じて連続的に吸入され、圧縮ポケット等(17)(18)に載せられて空気入口の反対側に移られ、雄ローターの圧縮ポケット(18)が圧縮開始点(53)に到着しながら空気が圧縮され始める。次に雌ローターのポケット圧縮開始点に到着するに従ってポケット等は1つに合わされる。従って第9図に示された如く、ポケット等がただ今、合わされるとき、2つのポケット等の圧力差によって雌ローターポケット(18)の空

気(少し圧縮されている)が雄ローターポケット(17)に若干逆流するようになる。しかしその圧力差は非常に小さいためにこの逆流によるエントロピーの増加は無視される。次に、ローターの回転によって空気は逆流することなく、高圧に圧縮され、圧縮が殆ど完了すれば、圧縮空気出口(14)が圧縮空気通路(15)に到着されるようになり圧縮空気通路が開くようになる。従って、圧縮空気は圧縮空気出口(14)及び圧縮空気通路(15)(15')を通じて燃焼室(31)に押し出される。このような過程は雌ローターが1回転するとき毎に3回ずつ繰り返される。

膨張室ではローターが回転するに従って燃焼ガス入口(24)が燃焼ガス通路に到着しながら膨張ポケットが生じ、同時に燃焼ガス通路(25)がただ今生じたポケットに開くようになる。従って、燃焼ガスが燃焼室からこのポケットに流れ込み、燃焼室の圧力が漸次低下するようになる。即ち、燃焼ガスが動力ローターを回転させて膨張するようになる。言い替えば、燃焼ガスがポケットを成長させながら膨張するようになる。次に、燃焼室の圧力が燃焼室に流入される圧縮空気の圧力と同じになると、燃焼ガス入口(24)が燃焼ガス通路(25)を外れるようになり燃焼室の燃焼ガスは膨張室への流入が一時停止される。故に燃焼室の圧力はこれ以上降下されない。厳密に言えば、第8図に示されたようにエンドプレート(51)に装置されている流動制御ゲート(34)が本発明の負荷(即ち、燃料の噴射量)によって前後に動きなが

ら、燃焼ガス入口(24)をもっと早く又は遅く閉じ(即ち、通路(25)を少なく開くこともあり、もっと開くこともあり)燃焼室の圧力が燃焼室に流入される圧縮機の圧力と同じ圧力になるようにする。

燃焼ガス通路が詰まった後には、燃焼室の燃焼ガスは膨張が停止されるが、膨張室に既に進入した燃焼ガスは動力を生産し引き続き膨張するようになる。次にローターがいくらか更に回転するに従って、第10図に示された如く、雌ローター(21)の突出部が膨張終了点(54)に到達すれば一つのポケットが成長を全うした雌ローターポケット(27)と未だ成長中である雄ローターポケット(28)とは分離される。しかしながら、ポケット等は、分離されても圧力バランス通路(29)によって互いに連結されている。故に雌ローターポケット(28)の燃焼ガスも雄ローターポケット(28)の燃焼ガスと同様に、雄ローターの突出部が膨張終了点(54)に到着するまで、圧力バランス通路(29)を通じて膨張しながら動力ローターを回転させるようになる。膨張ポケット等が成長を全うした後、燃焼ガスはポケットによって排気口に移られたあと、ポケット等が漸次に減少するに従って大気に排出される。このような膨張および排気の過程は雌ローターが1回転するとき毎に3回ずつ繰り返す。

第11図は燃焼過程を説明するために燃焼室における圧縮空気の流入、燃焼の噴射、燃焼ガスの流出に対する雌ローターの回転角を示したものである。

第11図の符号等は前で定義したとおりである。

大体、記述すれば、雌ローターが120度回転する間に、圧縮室に吸入され、圧縮された空気が燃焼室に流入され、次に燃料が燃焼室に噴射され燃焼され、その後は燃焼ガスが膨張室に流出され、動力を生産しながら膨張するようになる。圧縮空気通路(15)が圧縮ポケットにたまったまま、開くとき(第11図において $A=0$ に該当する)燃焼室に残された燃焼ガスの圧力は燃焼室に進入する圧縮空気の圧力と同じであるが、その温度は圧縮空気の温度よりはるかに高いことを前記述したとおりである。圧縮空気通路(15)が開けたあと($A>0$)、圧縮室で高温に圧縮された圧縮空気は燃焼室に流入されながら燃焼室に残された燃焼ガスと混合されることにより更に高温に加熱される；この過程は雌ローターが回転角" A "度を回転する間持続される。従って、燃焼ガスと混合された空気の温度は燃料の自然発火温度以上の高温にされる。次に燃料がディーゼルエンジンにおけるように霧化状態に燃焼室に噴射される。故に噴射された燃料はすぐ自然発火、燃焼される。燃料の噴射量は負荷に応じて調節される。例えば燃料が重負荷においては圧縮空気の燃焼室流入が終了される前に噴射され始め($P<0$)、軽負荷では圧縮空気の燃焼室流入が終了されたあとに噴射され始める($P>0$)、燃料の噴射は圧縮空気の燃焼室流入後、雌ローターが回転角" $X+P$ "度を回転するまで持続される。次に、燃焼ガス入口(24)が燃焼ガス通路(25)に到着するに従って、膨張ポケットが生じ又、同時に燃焼ガス通路(25)がたまった

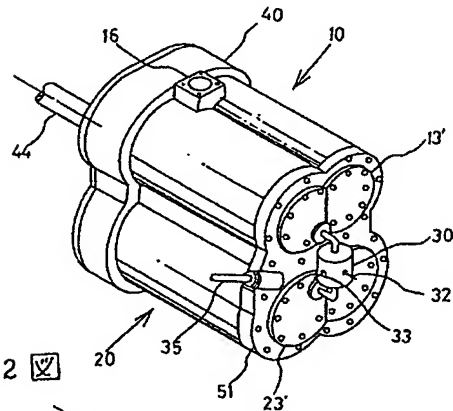
今生じた膨張ポケットに開くようになる。従って、燃焼によって生成された燃焼ガスは膨張室に流入され動力ローターを回転させながら(動力を生産する)膨張するようになる。燃焼室と膨張室の圧力は漸次減少するようになる。このような過程は燃焼ガス通路(25)が負荷によって閉じられるまで持続され、この過程が進行される間、雌ローターが回転角" Y "度を回転するようになる。燃焼ガス通路(25)は軽負荷では早く閉じられるようになるが($Q>0$)、重負荷においては遅く閉じられるようになる($Q<0$)。従って、雌ローターが回転角" $Y+Q$ "度を回転した後は、圧縮空気が燃焼室に又流入され始め、次いで前記述した燃焼過程が再び繰り返される。

4個のピストンを有する4行程機関においては、動力がクランクシャフト1回転に対して2回発生する。一方、本発明では空気の吸入及び圧縮燃料の噴射及び燃焼と燃焼ガスの膨張及び排気の過程が雌ローターの毎回転ごとに3回ずつ連続的に繰り返される。故に本発明では動力が雌ローター1回転に対して3回生産される。その上、本発明は往復運動をする部分がないため、ピストンエンジンよりはるかに一層早い速度で作動されることが出来る。故に本発明はピストンエンジンに比べてさらに高い高出力を出すのが可能である。

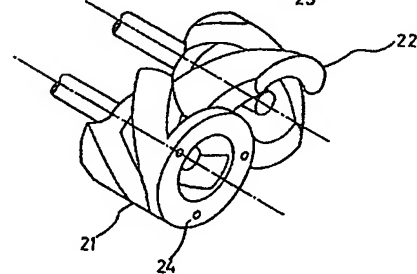
本発明はタイミングギアボックス(40)を有するエンドプレートと動力ローター(21)との間に挿入されている過膨張防止盤(55)の作動によって、燃焼ガスを負荷

に係りなくいつも定められた圧力(普通1気圧)に膨張される。この過膨張防止盤には動力ローター側にガスフィードバック通路(57)があることを、又これとは反対側にピニオン(56)と噛み合われるギアが存在する。本発明の負荷がいくらか増加した場合には過膨張防止盤(55)が負荷増加に比例して雌ローター(21)の回転方向に回転し、反対に負荷が減少すると負荷減少に比例して雌ローターの回転方向とは反対方向に回転して、膨張中にある燃焼ガスを有する膨張ポケット(27)が、燃焼ガスが定められた圧力にたまった今、膨張するとき、ガスフィードバック通路(57)を通じて排気口側に通じるようにする。従って燃焼ガスが十分に膨張した後は膨張ポケット(27)が排気口側に開くため、排気口側のガスがガスフィードバック通路を通じて膨張ポケットに流入される。このようになって燃焼ガスの過膨張が防止される。故に本発明は未だよく知られていないが、Ki W. Yang's Rotary Engine (US Pat. No. 4813388, '89.3.21)の動力生産方法において紹介されたところの理想的なサイクルで作動される。このサイクルはオットサイクルと似ているが、その排気過程が定積排気過程でなく定圧排気過程であるのがオットサイクルとは異なる。このサイクルの特徴は熱効率が同じ圧縮比で作動するどのサイクルの熱効率よりももっと高く、排気ガスが排気騒音を作らないのである。従って、本発明では排気騒音がなく、その代わりに動力がいくらか更に生産される。結果的には熱効率がそれだけ更に高くなる。

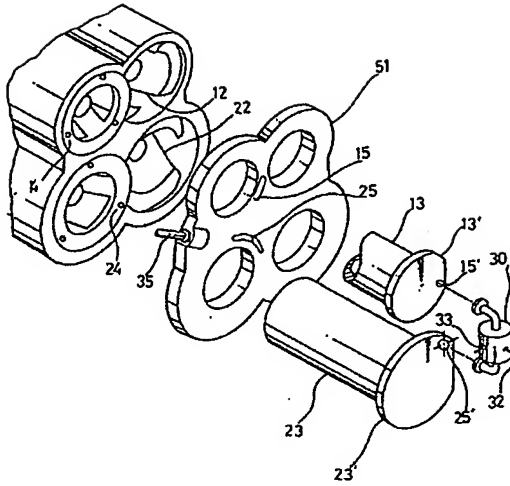
第1図



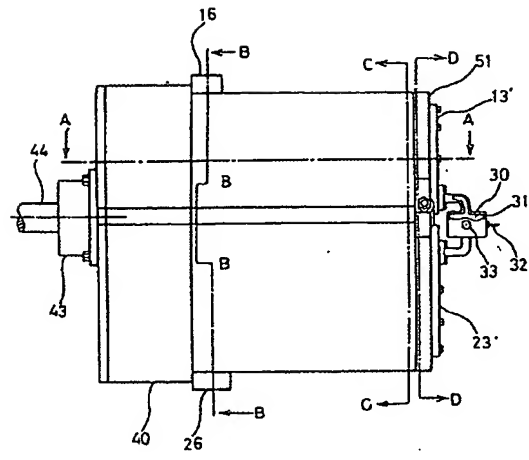
第2図



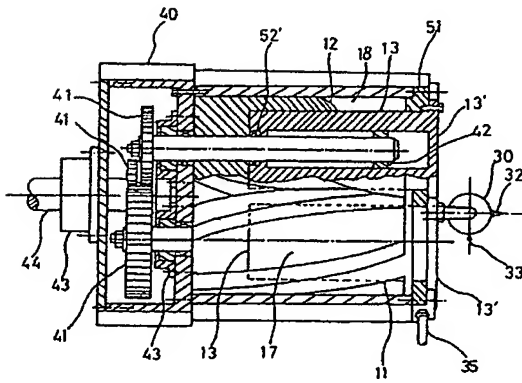
第 3 図



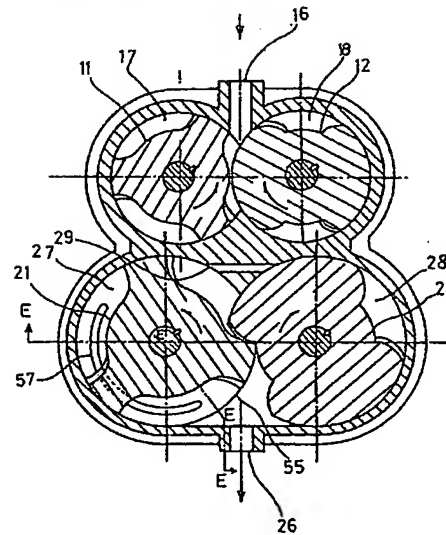
第 4 図



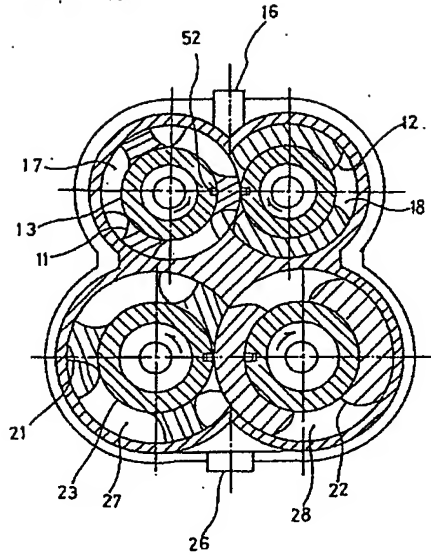
第 5 図



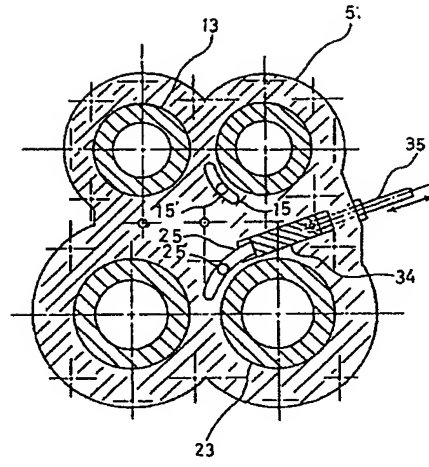
第 6 図



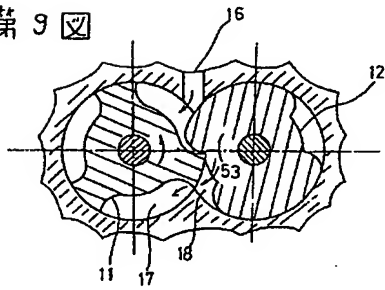
第 7 図



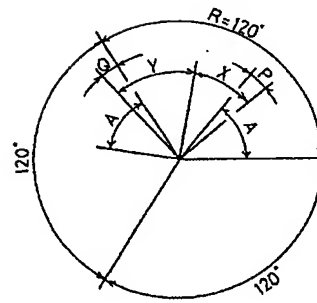
第 8 図



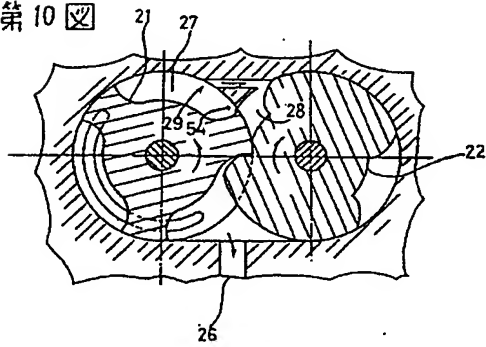
第 9 図



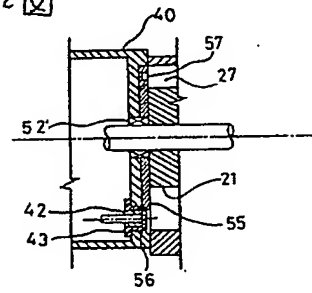
第 11 図



第 10 図



第 12 図



國際調查報告

From PG 26 APR 1994 (continued)

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentsfamilien der in obengenannten internationalen Recherchenbericht angeführten Patentschriften angegeben. Diese Angaben dienen nur zur Orientierung und erfolgen ohne Gewähr.

This annex lists the patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The Austrian Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

La présente annexe indique les nombres de la feuille de brevets relatifs aux documents de brevets cités dans le rapport de recherche internationale visé ci-dessus. Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office autrichien des brevets.

For more details about this report and Office(s) Patent of the European Patent Office, No. 12/72.